

Рис 2. Распределение начальной скорости газовыделения в породах пласта КрII

Литература

1. Земсков А.Н. Природные газы калийных месторождений и меры борьбы с ними /А.Н. Земсков, П.И. Кондрашев, Л.Г. Травникова. – Пермь: 2008. – 414 с.
2. Литвиновская Н.А. Результаты исследований газоносности и газодинамических характеристик IV калийного горизонта в районе вскрывающих уклонов шахтного поля ЗРУ ПАО «Беларуськалий» // Горное эхо. №2 (75). Т1. С.79-82.
3. Лейбензон Л.С. Движение природных жидкостей и газов в пористой среде. – М.: Собрание трудов, т. 1-4. – 1951–1955.

МЕТОДИКА И ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРОДОЛЬНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ГИБКОГО ВАЛА ВИНТОВЫХ ЗАБОЙНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Богданов М.А., Саруев Л.А.

Научный руководитель - профессор Л.А. Саруев

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Расчет гибкого вала (ГВ) на устойчивость, испытывающего сжимающие нагрузки, является необходимым этапом проектирования ВЗД. Он подобен классической задаче Эйлера об устойчивости (продольном изгибе) стержня. Особенностью расчета является несоосность концов вала и стационарность граничных условий, а именно: распределенность опорной реакции одного из концов вала, соединенного с ротором.

При ориентировочных расчетах для оценки продольной устойчивости сжатого ГВ можно определить критическую осевую силу по формуле Эйлера $F_{кр} = (\pi^2 * E * J) / [(1 * \mu)]^2$, где μ – коэффициент приведения длины ($\mu=1$ для стержня с шарнирными концами).

ГВ с эксцентрично расположенными заделанными концами изначально находится в изогнутом состоянии (длиной в полволны синусоиды). Поэтому потеря устойчивости ГВ с появлением трех полуволн изгиба (переход от формы при $n=1$ к форме при $n=3$) может рассматриваться как результат действия первой ($n=1$) критической силы Эйлера для стержня длиной $l/3$ с шарнирными концами. Тогда $\mu=1/3$, а предельная сжимающая нагрузка ГВ в заданных условиях закрепления его концов в 9 раз превышает критическую силу Эйлера для шарнирно закрепленного цилиндрического стержня такой же длины ($l/3$). Данные положения предопределяет высокую продольную устойчивость ГВ и его способность передавать значительные сжимающие нагрузки при сравнительно больших коэффициентах l/d .

Кроме расчета на прочность и устойчивость при выборе размеров ГВ необходимо обеспечить приемлемый уровень нагрузок (изгибающего момента и перерезывающей силы), действующих на другие детали ВЗД со стороны ГВ. Изгибающий момент МИ на конце ГВ передается на ротор ВЗД. В то же время при работе двигателя на роторе

возникает перекашивающий момент МП [1]. Оба этих момента нарушают кинематику зацепления РО (рабочего органа) и являются одними из факторов, определяющих работоспособность ВЗД. Известно, что для всех типоразмеров ВЗД, оснащенных ГВ, изгибающие моменты МИ, не превышают 5% от перекашивающих МП в режиме максимальной мощности

Рассмотрим данную методику оценки прочности и продольной устойчивости гибкого вала двигателя Д1-195 диаметром 195 мм ($i=6:7$; $D_k=135$ мм; $e=5,5$ мм; $t=882$ мм; $S=20,5$ см²; $Sk=118,6$ см²). Режимные параметры: частота вращения $n=100$ об/мин; крутящий момент $M=5$ кН*м; перепад давления $P=4,7$ МПа. Нарботка на отказ $h=270$ ч.

ПОЯСНЕНИЕ: перед i - отношение чисел зубьев РО;

Перед D_k - контурный диаметр РО (диаметр окружности впадин зубьев статора);

Перед e - эсцентритет;

Перед S - площадь живого сечения РО;

Перед Sk - площадь проекции контактных линий ($Sk=\pi D_{PO}^2/4$, где D_{PO} - средний диаметр РО);

Перед t - шаг винтовой поверхности ротора ($t=z_2 t_0$, где t_0 - осевой шаг зубьев);

Диаметр вала определяем по условию статической прочности $\tau = \frac{M_{max}}{W_p} = \frac{16M_{max}}{\pi d^3} \leq \frac{\tau_T}{k_{CT}}$, принимая M_{max} равным тормозному моменту $MT=1,5M$; коэффициент запаса $k_{CT}=2$ и предел текучести высококачественной стали гибкого вала для ориентировочных расчетов $\tau_T=500$ МПа: $d = \sqrt[3]{\frac{16MT \cdot K_{CT}}{\pi \cdot \tau_T}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,5 \cdot 5000 \cdot 2}{3,14 \cdot 500 \cdot 10^6}} \approx 53,4$ мм.

Окончательно принимаем $d=54$ мм.

Длину ГВ с учетом его размещения в расточке ротора назначаем $l=1764$ мм.

В результате безразмерные коэффициенты $d/e=54/5,5 \approx 10$; $l/e=1764/5,5 \approx 320$; $l/d=1764/54 \approx 30$ соответствуют оптимальным диапазонам [1].

Геометрические характеристики сечения ГВ:

Площадь $S_{ГВ} = \pi d^2/4 = 3,14 \cdot 5,42^2/4 = 22,9$ см²;

Осевой момент сопротивления $W = \pi d^3/32 = 3,14 \cdot 5,43^3/32 = 15,4$ см³;

Полярный момент сопротивления $W_p = \pi d^3/16 = 3,14 \cdot 5,43^3/16 = 30,9$ см³;

Осевой момент инерции $I = \pi d^4/64 = 3,14 \cdot 5,44^4/64 = 41,7$ см⁴.

Зная заданный перепад давления P в рабочем органе ВЗД и пренебрегая перепадом давления в долоте и давлением на забое, находим осевое усилие на ГВ: $F_{ГВ} = F_{PO} = P(S_k + z_2 S) = 4,7 \cdot 10^6 (118,6 \cdot 0,0001 + 20,5 \cdot 0,0001 \cdot 8) = 132,82$ кН.

Среднее напряжение сжатия: $\sigma_m^{СК} = \frac{F_{ГВ}}{S_{ГВ}} = \frac{132822}{2290} = 58$ МПа

Амплитуда цикла сжатия: $\sigma_a^{СК} = \frac{F_{ГВ} \cdot e}{W} = \frac{132822 \cdot 5,5}{0,0154} = 47,4$ МПа

Принимаем, что форма упругой оси ГВ описывается уравнением кубического полинома [табл. 6.2].

$$U = \frac{12e}{l^3} EI = \frac{12 \cdot 5,5 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 41,7 \cdot 10^4}{1,764^3 \cdot 10^9} = 1053 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент в опасном сечении на конце вала

$$M_{II} = U \frac{l}{2} = 1053 \cdot \frac{1,764}{2} = 929 \text{ Нм}$$

Перекашивающий момент на роторе:

$$M_{II} = \frac{(D_k - 4e)t^2}{4\pi} P = \frac{(0,135 - 4 \cdot 0,0055) \cdot 0,882^2}{4 \cdot 3,14} \cdot 4,7 \cdot 10^6 = 32895 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Амплитуда напряжений от изгиба:

$$\sigma_a^И = \frac{3ed}{l^2} E = \frac{3 \cdot 0,0055 \cdot 0,054}{1,764^2} \cdot 2,1 \cdot 10^5 = 60,1 \text{ МПа}$$

Суммарная амплитуда цикла нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \sigma_a^{СК} + \sigma_a^И = 47,4 + 60,1 = 107,5 \text{ МПа.}$$

Касательные напряжения:

$$\tau = \frac{M}{W_p} = \frac{5000 \cdot 10^3}{30,9 \cdot 10^3} = 161,8 \text{ МПа.}$$

Среднее эквивалентное напряжение:

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m^{СК^2} + 4\tau^2} = \sqrt{58^2 + 4 \cdot 161,8^2} = 328,8 \text{ МПа}$$

Коэффициент асимметрии цикла:

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{328,8 - 107,5}{328,8 + 107,5} = 0,51.$$

Число циклов переменных напряжений (наработка циклов на отказ):

$$N = 60z_1 nh = 60 \cdot 9 \cdot 100 \cdot 270 = 14,6 \cdot 10^6.$$

Коэффициент коррозионной выносливости стали:

$$C_\sigma = 0,26 - 0,03(\lg N - 6) = 0,26 - 0,03(7,16 - 6) = 0,23.$$

Требуемый предел прочности стали ($k_u=1,5$)

$$\sigma_b = \frac{1,5\sigma_a}{C_\sigma} + \sigma_m = \frac{1,5 \cdot 107,5}{0,23} + 328,8 = 1030 \text{ МПа.}$$

На основе расчета на выносливость для ГВ принимаем марку стали 40ХН2МА ($\sigma_b=1100$ МПа; $\sigma_T=950$ МПа)

Для проверки ГВ на продольную устойчивость определяем критическую осевую силу:

$$F_{кр} = \frac{9\pi^2 EI}{l^2} = \frac{9 \cdot 3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 41,7 \cdot 10^{-8}}{1,764^2} = 2497 \text{ кН.}$$

Расчет на устойчивость проводим для тормозного режима, в котором перепад давления в РО и сжимающие усилия в ГВ достигают максимального значения. Принимаем, что в тормозном режиме $F_{ГВ.т} \approx 2F_{ГВ} = 2 \cdot 132822 = 265,64 \text{ кН}$.

Определяем коэффициент запаса устойчивости:

$$\frac{F_{кр}}{F_{ГВ.т}} = \frac{2497}{265,64} = 9$$

При повышенных крутящих моментах или особых коррозионных свойствах среды для изготовления ГВ может быть использован титановый сплав, обладающий пониженным модулем упругости и плотностью при высоких прочностных характеристиках: модуль упругости $1,1 \cdot 105 \text{ МПа}$, плотность 4500 кг/м^3 , предел прочности $(850-1000) \text{ МПа}$. Переход на титановый сплав при прочих равных условиях позволяет в два раза снизить изгибающие напряжения и в результате увеличить запас усталостной прочности ГВ.

Литература

1. Балденко Ф.Д. Расчеты бурового оборудования. М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2012. – 428 с.
2. Сазонов Ю.А. Конструирование нестандартных гидравлических машин: Учебное пособие. – М.: Издательский центр РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, 2016. – 174 с.

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА РАБОТЫ РОЛИКОВОГО ВКЛАДЫША СТОЛА РОТОРА БУРОВЫХ УСТАНОВОК

Васильев М.А.

Научный руководитель - доцент Е.Ю. Валитова

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Износостойкость подшипниковых узлов, во многом зависит от качества используемого смазочного материала, параметров контактирующих поверхностей деталей (шероховатости, отклонение формы, волнистости), и физико-механических свойств поверхностного слоя, которые образуются при производстве и изменяются при эксплуатации. Из-за этого, возникает необходимость в совершенствовании методов, повышающих износостойкость подшипниковых узлов машин и механизмов. Улучшение эксплуатационных показателей применяемых смазочных материалов, качества поверхностей и поверхностных слоев трущихся деталей подшипниковых узлов в настоящее время сдерживается отсутствием системного подхода к выбору методов повышения износостойкости. [5]

Вкладыш роликовый предназначен для передачи крутящего момента от стола ротора к ведущей штанге при буровых работах и для выполнения спуско-подъемных операций с бурильной колонной (рис.1) [4].

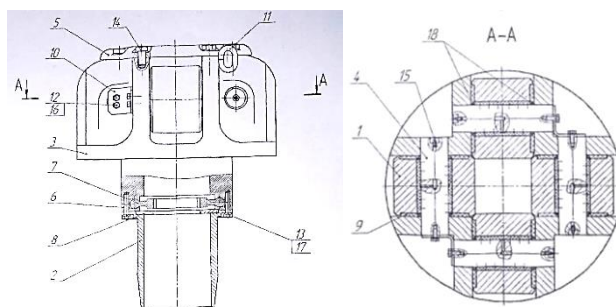


Рис. 1. Вкладыш роликовый. 1 — ролик в сборе; 2 — труба направляющая; 3 — корпус; 4 — ось; 5 — крышка; 6 — диск; 7 — обтиратель; 8 — сектор квадратный; 9 — диск торцевой; 10 — скоба; 11 — ушко; 12, 13, 14 — болт; 15 — масленка; 16, 17 — шайба; 18 — уплотнения

При использовании роликов, которые установлены во вкладыше достигается вращение труб и их согласование с главным вкладышем, чтобы удерживать ведущие бурильные трубы. Когда длина бурильной колонны достигает достаточно большого значения, бурильная труба начинает скользить и опускаться ниже по пробуриваемой скважине. За счет вращения установленных во вкладыше роликов уменьшается истирание бурильных труб, за счет этого можно существенно увеличить срок ее эксплуатации и сократить износ [2].

В процессе эксплуатации роликового вкладыша МК 200.00.00.000-20 происходит быстрый износ стальной втулки и корпуса вкладыша. Из-за потери работоспособности втулки происходит заклинивание и ролик перестает вращаться и появляется люфт, что приводит к повышенному износу оси и рабочей поверхности самого ролика. Это